

На нашу думку, можна сподіватись, що запропонований спосіб знайде застосування в інженерних розрахунках.

**Увага!** Спроба автора визначити граничне значення критерію найбільшої додатної лінійної деформації за допомогою часткового використання діаграми граничних дотичних напружень [4, с. 34] виявилась невдалою. Причина: не врахована та обставина, що однакові формули найбільшого дотичного напруження і складника найбільшої додатної лінійної деформації мають різний фізичний зміст.

#### Висновки

1. Запропоновано спосіб визначення коефіцієнта запасу і виведення формул коефіцієнта запасу з використанням понять "опірність" і "частинна опірність".
2. Спосіб дозволяє вивести формулу коефіцієнта запасу без побудови діаграми граничних значень критерію міцності.

#### Література

1. Павлов В.С. Вибір критерію міцності в машинобудуванні. / В.С.Павлов // Вісник Хмельницького національного університету. – Технічні науки. – 2006. – № 6. – С. 172-176.
2. Павлов В.С. Визначення коефіцієнта запасу міцності при використанні критерію найбільшого нормального напруження. / В.С.Павлов // Вісник Хмельницького національного університету. – Технічні науки. – 2008. – № 3. – С. 39-43.
3. Павлов В.С. Визначення коефіцієнта запасу при використанні критерію найбільшого дотичного напруження. / В.С.Павлов // Вісник Хмельницького національного університету. – Технічні науки. – 2010. – № 1. – С. 25-31.
4. Павлов В.С. Визначення коефіцієнта запасу при використанні критерію найбільшої додатної лінійної деформації / В.С.Павлов // Вісник Хмельницького національного університету. – Технічні науки. – 2010. – № 2. – С. 34-41.
5. Павлов В.С. Виведення формули коефіцієнта запасу при циклах напружень з від'ємним середнім напруженням. / В.С. Павлов, В.І. Євдокименко // Вісник Хмельницького національного університету. – Технічні науки. – 2009. – № 3. – С. 16-25.

Надійшла 5.1.2011 р.

УДК 677.055

Б.Ф. ПІПА, А.І. МАРЧЕНКО, В.В. ЧАБАН  
Київський національний університет технологій та дизайну

## ДО ЗНИЖЕННЯ ПУСКОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ПРИВОДІ КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН

*Представлено результати досліджень з підвищення надійності та довговічності роботи круглов'язальних машин шляхом зниження пускових динамічних навантажень в приводі. Запропоновано здійснювати пуск круглов'язальної машини при мінімальній робочій її швидкості за допомогою лобового фрикційного варіатора, керованого електромагнітом. Наведено методику вибору робочих параметрів лобового фрикційного варіатора та електромагніта.*

*The results of researches on increase of reliability and durability of job of circleknitted machines are submitted by reduction of starting dynamic loadings in a drive. It is offered to carry out start-up of circleknitted machines at the minimal working speed through frontal frictional CVT, controlled by an electromagnet. The technique of choice of working parameters frontal frictional CVT and electromagnet is given.*

Ключові слова: круглов'язальна машина, привод, лобовий варіатор, динамічні навантаження.

#### Вступ

Специфікою роботи круглов'язальних машин є значні динамічні навантаження, що виникають в періоди несталого режиму їх роботи (пуск, гальмування та інше), величина яких в 3 та більше разів перевищує сталі навантаження [1, 2]. Дослідження показують, що зниженню динамічних навантажень в механізмах круглов'язальних машин в значній мірі сприяє удосконалення конструкції привода [3]. При цьому на величину динамічних навантажень впливають не тільки пусковий момент електродвигуна привода, а і режим пуску привода та його конструктивні параметри (жорсткість пружних в'язей, моменти інерції обертальних мас та інше). Тому і надалі в трикотажному машинобудування залишається актуальним питання подальшого вдосконалення конструкції привода круглов'язальних машин, що сприяє зниженню динамічних навантажень.

Об'єктом досліджень обрано привод круглов'язальних машин, його вдосконалення та метод вибору раціональних параметрів, що призводить до зниження динамічних пускових навантажень, забезпечуючи підвищення надійності та довговічності роботи як привода, так і круглов'язальної машини в цілому.

При розв'язанні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних

досліджень, що базуються на теорії пружних коливань мас механічних систем, теорії пружності, опору матеріалів та деталей машин.

Завданням досліджень стала розробка нової більш досконалої конструкції приводу круглов'язальної машини, здатної знизити пускові динамічні навантаження, та методики вибору його робочих параметрів.

#### Основний розділ

Параметри приводу круглов'язальної машини значною мірою впливають на динамічні навантаження, що виникають під час її пуску [4]. Згідно з результатами досліджень автора [5] величина максимальних динамічних навантажень, що виникають в приводі під час пуску круглов'язальних машин, може бути знайдена за залежністю:

$$T_{max} = \sqrt{(T_2 - T_1)^2 + \frac{T_1^2 J_2 \sin^2 \left[ \arccos \left( 1 - \frac{T_2}{T_1} \right) \right]}{J_1 + J_2}} + \frac{J_2 T_1 + J_1 T_2}{J_1 + J_2}, \quad (1)$$

де  $T_{max}$  – максимальні динамічні навантаження в приводі;

$T_1, T_2$  – відповідно ведучий (пусковий) момент електродвигуна та момент сил опору механізмів машини (тут і надалі параметри приведені до валу електродвигуна);

$J_1, J_2$  – відповідно моменти інерції ведучої (ротор електродвигуна з урахуванням моменту інерції ведучого шківів клинопасової передачі) та веденої мас системи (моменти інерції оберտальних мас механізмів машини).

Аналіз залежності (1) показує, що зниження динамічних навантажень в приводі можна досягти шляхом зменшення на період пуску круглов'язальної машин параметрів  $T_2$  та  $J_2$ .

Враховуючи ці обставини, автори запропонували конструкцію приводу (рис. 1), здатного реалізувати цю пропозицію авторів.

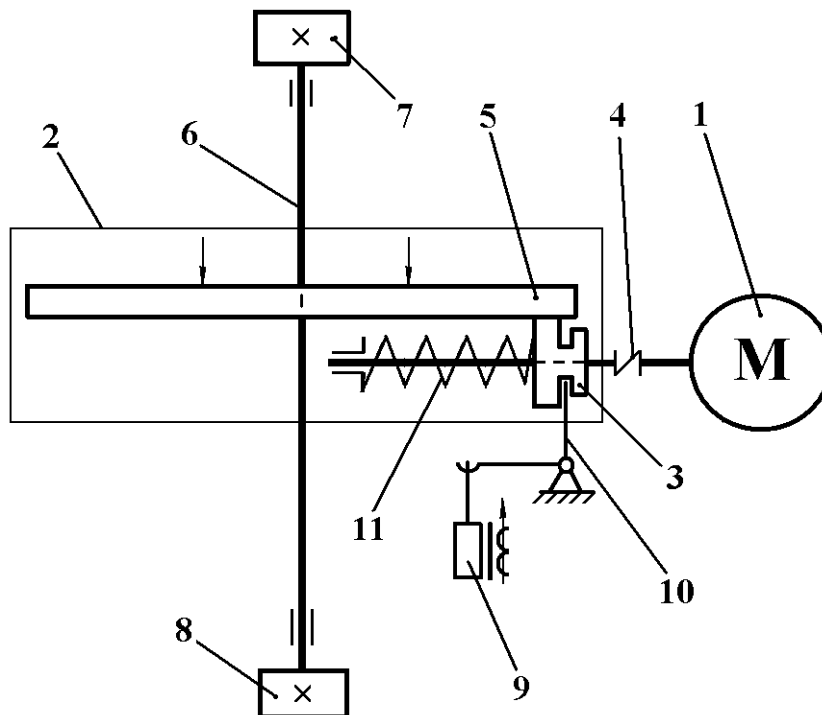


Рис. 1. Схема приводу круглов'язальної машини з лобовим фрикційним варіатором та електромагнітом

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, лобовий фрикційний варіатор 2, коток 3 якого за допомогою муфти 4 з'єднаний з електродвигуном 1, а диск 5 з'єднаний з вертикальним приводним валом 6, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні 7, 8 для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини (на рис. 1 не показані), та електромагніт 9, з'єднаний за допомогою важеля 10 з котком 3. Лобовий фрикційний варіатор 2 містить також пружину стиску 11, що взаємодіє з котком 3.

Принцип роботи приводу такий. При вмиканні електродвигуна 1 оберտальний рух його вала передається за допомогою муфти 4 котку 3. За рахунок сил тертя, зумовлених притиском диску 5 до котка 3, оберտальний рух котка 3 передається диску 5 і, відповідно, вертикальному приводному валу 6, з'єднаному з ним. Циліндричні шестерні 7, 8, жорстко закріплені на кінцях вертикального приводного вала 6, приводять в оберտальний рух механізми круглов'язальної машини. Схема керування пуском електродвигуна побудована таким чином, що при вмиканні електродвигуна електромагніт 9 залишається вимкненим і коток 3 під дією

тиску пружини стиску 11 займає крайнє праве положення (згідно з рис. 1), що відповідає максимальному передаточному числу лобового фрикційного варіатора і відповідно мінімальній швидкості круглов'язальної машини, коли динамічні навантаження будуть мінімальними. Після закінчення перехідного режиму пуску електродвигуна (час, коли настає стаціонарний режим роботи електродвигуна) вмикається електромагніт 9, який за допомогою важеля 10 відводить коток 3 вліво (згідно з рис. 1), забезпечуючи його робоче положення відносно диска 5, що призводить до зменшення передаточного числа лобового фрикційного варіатора 2, забезпечуючи робочу швидкість круглов'язальної машини. При зупинці круглов'язальної машини одночасно вимикаються електродвигун і електромагніт (коток 3 під дією тиску пружини стиску 11 займає вихідне крайнє праве положення).

Регулювання швидкості круглов'язальної машини (вибір раціонального режиму роботи) досягається шляхом переміщення котка 3 вздовж його осі за допомогою механізму регулювання (на рис. 1 не показаний).

Розміри робочих елементів (котка та диска) фрикційного варіатора можуть бути знайдені із умови їх контактної витривалості [6]:

$$d_1 = 240 \sqrt[3]{\frac{\beta P E}{\psi u f n [\sigma_{\max}]^2}}, \quad (2)$$

де  $d_1$  – діаметр котка;  
 $\beta$  – коефіцієнт запасу зчеплення котка з диском;  
 $P$  – потужність фрикційного варіатора (потужність привода);  
 $E$  – приведений модуль пружності матеріалів котка та диска;  
 $\psi$  – коефіцієнт ширини ролика,

$$\psi = \frac{b}{d_1};$$

$b$  – ширина котка;  
 $u$  – мінімальне передаточне число варіатора;  
 $f$  – коефіцієнт тертя пари коток – диск;  
 $n$  – частота обертання котка;  
 $[\sigma_{\max}]$  – допустиме контактне напруження в парі коток – диск.

Сила електромагніту, необхідна для зміни положення котка при переході привода в робочий режим роботи круглов'язальної машини, знаходиться із умови:

$$F_e = \frac{F l_1}{l_2} - F_r = \frac{1,1(F_{np} + F_n) l_1}{l_2} - F_r, \quad (3)$$

де  $F_e$ ,  $F$ ,  $F_{np}$ ,  $F_n$  – відповідно сила електромагніта, сила зміни положення котка, сила пружини стиску та сила переміщення котка відносно диска;  
 $1,1$  – коефіцієнт, що враховує тертя, зумовлене переміщенням котка по валу;  
 $l_1$ ,  $l_2$  – робоча довжина відповідно вертикального (згідно з рис. 1) та горизонтального плеча важеля.  
 $F_r$  – вага якоря електромагніта.

Величина сили переміщення котка відносно диска  $F_n$  знаходиться із умови [7]:

$$F_n = \frac{F_t}{\sqrt{1 + \left(\frac{v_{cp}}{v_n}\right)^2}}, \quad (4)$$

де  $F_t$  – необхідна для передачі крутного моменту механізмам круглов'язальної машини сила тертя фрикційної пари варіатора;

$v_{cp}$  – середня швидкість геометричного ковзання робочих тіл варіатора (коток, диск),

$$v_{cp} = \frac{v_{\max}}{2} = \frac{d_1 \cdot b}{2 \cdot d_2} \cdot \omega; \quad (5)$$

$v_{\max}$  – максимальна швидкість геометричного ковзання робочих тіл варіатора;

$d_2$  – діаметр диска;

$\omega$  – кутова швидкість котка;

$v_n$  – швидкість переміщення котка електромагнітом.

Інші параметри привода можна знайти використовуючи результати досліджень [1, 2, 8, 9 та ін.].

Використання запропонованої конструкції привода круглов'язальної машини з лобовим

фрикційним варіатором та електромагнітом дозволяє:

- знизити динамічні навантаження, що виникають в приводі та механізмах круглов'язальної машини під час пуску;
- підвищити довговічність роботи привода та круглов'язальної машини в цілому шляхом зниження динамічних навантажень;
- підвищити продуктивність круглов'язальної машини за рахунок скорочення простоїв, зумовлених необхідністю ремонту або заміни робочих елементів привода.

### Література

1. Піпа Б.Ф. Динаміка круглов'язальних машин / Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. – К. : КНУТД, 2005. – 294 с.
2. Піпа Б.Ф. Наукові основи проектування та удосконалення систем гальмування круглов'язальних машин / Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. – К. : КНУТД, 2003. – 208 с.
3. Хомяк О.Н. Повышение эффективности работы вязальных машин / О.Н. Хомяк, Б.Ф. Пипа. – М. : Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.
4. Піпа Б.Ф. Вплив конструктивних параметрів привода круглов'язальних машин на динамічні навантаження / Б.Ф. Піпа, С.О. Ловейкіна // Вісник КНУТД. – 2004. – № 6 (20). – С. 5– 11.
5. Піпа Б.Ф. Вплив параметрів привода круглов'язальних машин типу КО на величину пускових навантажень / Б.Ф. Піпа, Г.І. Коньков, С.О. Ловейкіна // Вісник КНУТД. – 2005. – № 1 (21). – С. 12– 15.
6. Райко М.В. Расчет деталей и узлов машин / Райко М.В. – К. : Техніка, 1966. – 500 с.
7. Пронин Б.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы) / Б.А. Пронин, Г.А. Ревков. – М. : Машиностроение, 1987. – 404 с.
8. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями / Кожевников С.Н. – К. : Изд-во АН УССР, 1961. – 190 с.
9. Піпа Б.Ф. Приводи круглов'язальних машин (нові розробки та елементи розрахунку) / Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Марченко А.І. – К. : КНУТД, 2007. – 400 с.

Надійшла 28.1.2011 р.

УДК 677.055

Б.Ф. ПІПА, В.П. МІСЯЦЬ, В.В.ЧАБАН  
Київський національний університет технологій та дизайну

## ДВОПОТОЧНА ФРИКЦІЙНА ПЕРЕДАЧА ТА ОСОБЛИВОСТІ ЇЇ РОЗРАХУНКУ

*Представлено результати досліджень з удосконалення фрикційних передач. Запропоновано нову конструкцію двопоточної фрикційної передачі з паралельно розташованими валами та двома конічними ведучими котками. Наведено методику розрахунку запропонованої фрикційної передачі.*

*The results of researches of improvement of friction-gears have been presented. The new construction of two-stream friction-gear with the billows located in parallel and two conical first rollers have been offered. Methodology of calculation of the offered friction-gear has been brought in the article.*

Ключові слова: фрикційна передача, довговічність роботи фрикційної передачі, двопоточна передача потужності, розрахунок фрикційної передачі.

### Вступ

Фрикційні передачі, маючи ряд переваг над іншими механічними передачами (простота конструкції, безшумність роботи, можливість безступінчатого регулювання передаточного числа та ін.), широко використовуються в машинах та обладнанні легкої промисловості [1-3]. Як показують дослідження [4, 5], існуючі конструкції фрикційних передач мають ряд недоліків. Зокрема двопоточні фрикційні передачі, як такі, що можуть передавати більшу потужність, складі в конструктивному виконанні і недовговічні в роботі. Тому як в легкому, так і в загальному машинобудуванні залишається актуальним питання подальшого вдосконалення конструкцій фрикційних передач, що сприяє підвищенню ефективності роботи приводів машин та обладнання, де вони використовуються.

Об'єктом досліджень обрано двопоточні фрикційну передачу, її вдосконалення та метод вибору її параметрів, що забезпечують працездатність та довговічність роботи фрикційної передачі.

При розв'язанні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії пружності, опору матеріалів та деталей машин.

Завданням досліджень стала розробка нової більш досконалої конструкції двопоточної фрикційної передачі, здатної підвищити надійність та довговічність її роботи, та методики вибору її робочих параметрів.

### Основний розділ

Враховуючи ці обставини, автори запропонували нову конструкцію фрикційної передачі (рис. 1), здатної вирішити поставлену задачу.